

OPTIMASI JUMLAH PIPA-PEMANAS TERHADAP KINERJA KOLEKTOR SURYA PEMANAS AIR

M. Sumarsono

Balai Besar Teknologi Energi - BPPT, PUSPIPTK, Serpong, Tangerang 15314, Indonesia

ABSTRAK

Simulasi kolektor surya pelat datar untuk memanaskan air dibuat untuk meng-optimumkan disain dan unjuk kerjanya. Validasi atas simulasi ini dibuat dengan membandingkan hasil perhitungan simulasi dengan data pengujian suatu kolektor dilapangan. Parameter yang digunakan sebagai masukan dalam perhitungan simulasi adalah radiasi matahari, temperatur ambien, temperatur air masuk ke kolektor dan laju alir air. Analisa unjuk kerja menunjukkan jumlah pipa pemanas optimum adalah antara 6 – 8 pipa.

Kata kunci: kolektor surya pelat datar; pipa-pemanas; energi, disain pipa.

ABSTRACT

A simulation of water heating solar flat plate collector has been made to optimize design and its performance. The validation of the simulation has been made through the comparison of its calculation result with the experimental result of a tested collector. The parameters used as inputs of the simulation calculation were solar irradiation, ambient temperature, and inlet water temperature and flowrate. The analysis of performance showed the optimum number of heating-pipe (riser) was 6-8 pipes.

1. PENDAHULUAN.

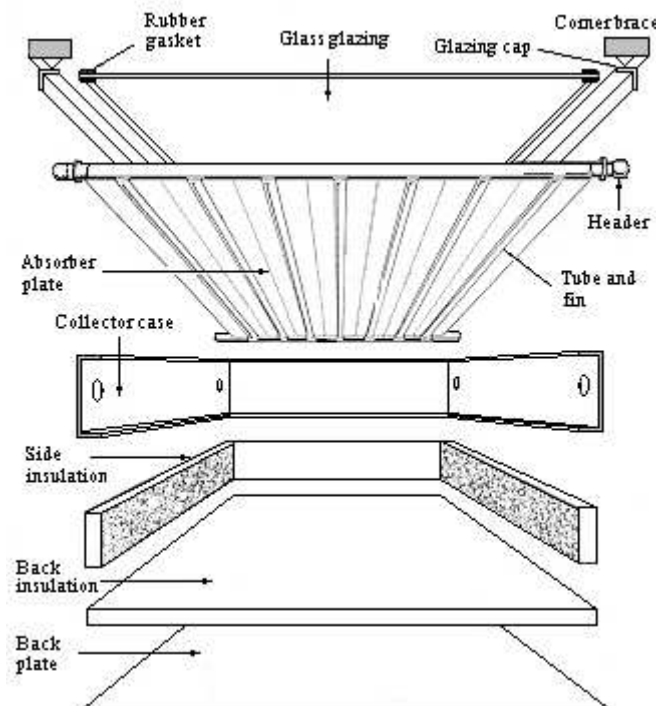
Sebagai negara yang terletak di katulistiwa, Indonesia memperoleh radiasi surya yang cukup melimpah dengan rata-rata 4,5 kWh/m²/hari. Radiasi surya ini dapat dikonversikan menjadi energi termal yang berguna, misal untuk pemanasan air dan udara (pengeringan), pompa air, desalinasi air laut/payau, dan pengkondisian udara. Metoda untuk pengkonversian tersebut dibahas secara rinci pada Teknologi Termal Surya (*Solar Thermal Technology*).

Salah satu teknologi termal surya yang secara komersial telah tersebar luas adalah sistem Pemanas Air Tenaga Surya (*Solar Water Heater*) disingkat PATS jenis skala rumah tangga (*domestic type Solar Water Heater*). Pasar PATS di Indonesia masih sangat rendah dibandingkan dengan di RRC. Di negara tersebut, 10 juta m² kolektor surya telah terpasang dan penjualan tahunan mencapai 3 juta m² atau tiga kali dari yang terjual di Eropa (Lex Bosselaar, 2001). Radiasi surya memiliki intensitas yang relatif rendah sehingga untuk memperbesar proses penyerapannya diperlukan kolektor dengan luas permukaan yang besar dan kolektor ini menjadi komponen utama PATS. Kolektor ini selanjutnya mengkonversikan radiasi surya menjadi energi panas yang terkandung di dalam fluida kerja. Untuk mengoptimasi kolektor surya baik dari segi kinerja dan ukuran maupun bahan yang dipakai, maka akan dibuat simulasi komputer yang

selanjutnya menjadi pokok bahasan dan tujuan utama tulisan ini. Simulasi sistem berarti membuat sistem buatan dengan meniru performansi suatu sistem nyata. Simulasi dibuat untuk beberapa alasan, misalnya karena faktor biaya yang terlalu besar untuk meneliti sistem nyata, atau belum tersedianya sistem nyata karena masih dalam tahap perancangan (Stoecker, 1989).

2. KOMPONEN KOLEKTOR SURYA.

Sebagian besar para pembuat PATS di Indonesia memilih kolektor dengan luas permukaan $1 \text{ m} \times 2 \text{ m}$ sebagai ukuran standar kolektor jenis pelat datar. Demikian pula mereka lebih memilih pipa-pemanas dengan konfigurasi paralel yang dihubungkan oleh *header* seperti terlihat pada Gambar 1 (Ted J. Jansen, 1995). Kolektor buatan lokal ini mampu memanaskan air hingga sekitar 65°C .



Gambar 1. Komponen kolektor datar pemanas air

Kolektor surya pemanas cairan memiliki komponen utama yang terbuat dari selembur bahan konduktif termal yang disebut pelat-penyerap (*absorber*) yang kepadanya menempel atau menjadi satu pipa-pipa pembawa cairan (biasanya air) atau lazim disebut pipa-pemanas (*riser pipe*). *Absorber* dibuat dari lembaran metal tipis dengan tebal sekitar 1 mm dan permukaannya berwarna hitam karena benda hitam adalah penyerap radiasi surya sempurna. Penghitaman bisa dilakukan dengan pengecatan warna hitam sebagai cara yang paling mudah, atau dengan metoda yang lebih canggih dengan proses pelapisan seperti *electroplating*, *anodizing*, dan lain-lain. Cara pelapisan canggih tersebut, misal dengan *black chrome* atau *black nickel*, dimaksudkan selain

untuk mempertinggi absorptansinya terhadap radiasi surya juga untuk memperendah emitansinya terhadap gelombang sinar infra merah. Umumnya dengan memakai cat hitam mutu tinggi (sebaiknya dipilih cat warna hitam doff yang mengandung unsur chrome atau nickel konsentrasi tinggi), sudah cukup handal untuk mendapatkan kolektor yang berunjuk kerja cukup tinggi, karena cat hitam memiliki absorptansi radiasi surya sekitar 0,90 (Anonim, 1995). Agar terjadi pindah panas yang baik dari *absorber* ke pipa-pipa pemanas, bahan dasar *absorber* harus mempunyai konduktivitas termal yang baik. Beberapa bahan dasar yang dapat dipakai sebagai *absorber* diberikan seperti Tabel 1 (Sayigh, 1987).

Tabel 1. Konduktivitas termal bahan dasar *absorber*

Metal	Konduktivitas termal pada 100°C (W/m.K)
Tembaga	393,56
Aluminium	217,71
Brass (60/40)	121,42
Baja	66,99

Lembaran kaca transparan dengan tebal 5 mm dipakai sebagai penutup permukaan kolektor, berfungsi bukan sekedar sebagai alat pelindung kolektor dari kerusakan oleh faktor luar (misal hujan), tetapi juga karena sifatnya sebagai penjebak panas atau gelombang infra merah. Seperti diketahui bahwa kaca memiliki sifat transparan terhadap gelombang ultraviolet dan cahaya tampak (kedua jenis gelombang cahaya ini mendominasi intensitas radiasi surya), tetapi tidak transparan terhadap gelombang sinar infra merah sebagaimana yang terjadi pada efek rumah kaca, sehingga rugi-rugi panas karena radiasi dari permukaan *absorber* keluar kolektor dapat diminimumkan. Meskipun demikian masih terdapat rugi-rugi panas ke permukaan karena konveksi oleh udara yang bergerak di dalam ruang antara *absorber* dan kaca. Rugi-rugi panas konveksi ini pada kenyataannya justru mengambil porsi yang terbesar sekitar 70-80% dari total rugi-rugi panas ke permukaan, menyebabkan efisiensi termal kolektor rendah sekitar 20-40%.

Cairan penerima panas dari absorber mengalir di dalam susunan pipa-pemanas sejajar, *header* atas dan *header* bawah yang umumnya dibuat dari tembaga. Pipa-pemanas, *header* dan *absorber* dirancang sedemikian rupa sehingga merupakan satu kesatuan, adapun metoda penyatuan yang sederhana adalah dengan cara *brasing* atau cara klem dengan *rivet*. Diameter pipa-pemanas ½ inci, diameter *header* atas dan bawah bisa ¾ atau 1 inci.

Untuk memperkecil rugi-rugi panas ke samping dan ke bawah kolektor, dipilih bahan isolator panas seperti *styrofoam*, *polyurethane*, *glass wool*, dan lain-lain. Tebal isolator sisi samping biasanya 20 mm dan sisi bawah sekitar 40-50 mm.

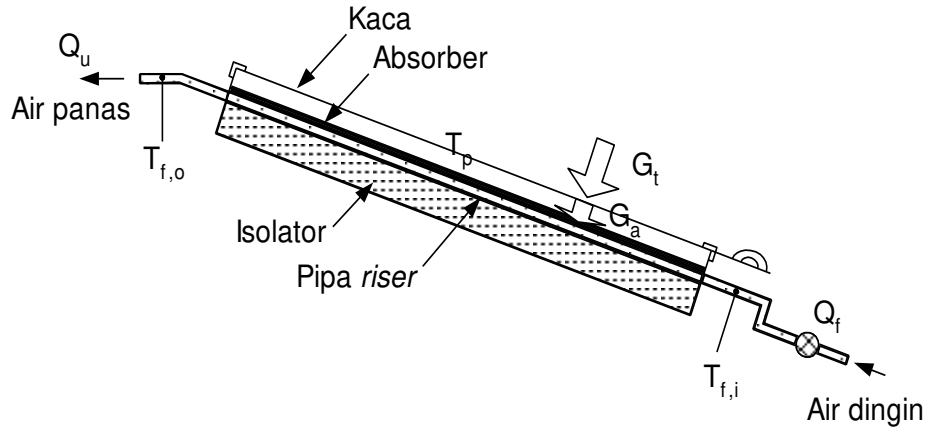
3. TEORI DASAR

Persamaan dasar energi untuk kolektor datar pemanas cairan dikembangkan dengan menggunakan konsep keseimbangan energi pada setiap komponen penyusun sistem kolektor. Perubahan temperatur udara yang terjadi di dalam kolektor dihitung berdasarkan pindah panas

dan keseimbangan energi dari panas yang masuk (energi surya datang), panas yang hilang melalui sisi atas, samping dan bawah kolektor, dan panas yang ditransfer dari *absorber* ke cairan di dalam pipa-pipa-pemanas cairan.

3.1 Persamaan Energi pada Kolektor

Skema kolektor surya yang dibahas diberikan seperti Gambar 2.



Gambar 2. Skema kolektor surya pemanas air

Energi berguna Q_u (satuan kJ) yang dihasilkan oleh kolektor saat menaikkan temperatur massa air \dot{m} (satuan kg/det) sebesar ΔT (satuan Kelvin) dinyatakan sebagai

$$Q_u = \dot{m} C_p \Delta T \quad (1)$$

Dalam bentuk lain, energi berguna ini menurut Hottel-Whillier-Bliss (Jui Sheng Hsieh, 1986) dirumuskan sebagai

$$Q_u = A_c F_R [G_a - U_c (T_{f,i} - T_a)] \quad (2)$$

dengan A_c adalah luas permukaan kolektor (m^2), G_a radiasi surya yang jatuh di permukaan *absorber* (W/m^2), $T_{f,i}$ temperatur air masuk kolektor (K), T_a temperatur ambien (K), dan F_R lazim disebut sebagai “faktor pelepasan panas kolektor” dinyatakan sebagai

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_c U_c} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_c U_c F'}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad (3)$$

U_c adalah koefisien rugi-rugi panas total kolektor (W/m^2K) dan F' “faktor efisiensi kolektor” masing-masing secara berturut-turut dihitung dengan persamaan (4) dan (7).

$$U_c \cong U_{top} + \frac{k_{is}}{l_{is}} \quad (4)$$

dengan k_{is} adalah konduktivitas termal isolator (W/mK), l_{is} tebal isolator (mm), dan U_{top} koefisien rugi-rugi panas melalui sisi atas kolektor (W/m²K) dihitung dengan persamaan empiris:

$$U_{top} = \left\{ \frac{N}{\left(\frac{344}{T_p} \right) \left[\frac{T_p - T_a}{N + f} \right]^{0.31}} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{o(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{\left[\varepsilon_p + 0.0425N(1 - \varepsilon_p) \right]^{-1} + \left[\frac{2N + f - 1}{\varepsilon_g} \right] - N} \quad (5)$$

N adalah jumlah tutup atas, T_p temperatur *absorber* (K), h_w koefisien pindah panas konveksi angin ($\cong 10$ W/m²K), ε_p emisivitas *absorber*, ε_g emisivitas kaca, σ koefisien Stefan-Boltzmann ($= 5,67 \times 10^{-8}$ W/mK⁴), dan f dirumuskan sebagai berikut

$$f = (1 - 0.04h_w + 5 \times 10^{-4} h_w^2)(1 + 0.058N) \quad (6)$$

Faktor efisiensi kolektor, F' , pada persamaan (3) dirumuskan sebagai berikut:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_c}}{W \left\{ \frac{1}{DU_c + (W - D)FU_c} + \frac{1}{C_B} + \frac{1}{h_i \pi D_i} \right\}} \quad (7)$$

dengan W adalah jarak antar sumbu pipa-pemanas yang berdekatan (mm), D diameter luar pipa-pemanas (mm), D_i diameter dalam pipa-pemanas (mm), F efisiensi sirip, C_B konduktansi perekat ($\cong 35$ W/m.K) dan h_i koefisien pindah panas konveksi permukaan dalam pipa-pemanas (W/m²K). Energi berguna juga dapat dinyatakan sebagai berikut

$$Q_u = A_c [G_a - U_c (T_p - T_a)] \quad (8)$$

Dari persamaan (2) dan (8) diperoleh persamaan untuk menghitung temperatur *absorber* sebagai berikut

$$T_p = T_{f,i} + \frac{Q_u / A_c}{U_c F_R} (1 - F_R) \quad (9)$$

Dari pers. (1) dapat dihitung temperatur air keluar kolektor, $T_{f,o}$ (K) sebagai berikut:

$$T_{f,o} = T_{f,i} + Q_u / \dot{m} C_p \quad (10)$$

Untuk menghitung h_i yang muncul pada persamaan (7) digunakan persamaan-persamaan berikut ini menurut besarnya bilangan Reynold (Haberman, 1980):

Bila $Re < 2200$ atau aliran laminar:

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.17 Re_f^{0.33} Pr_f^{0.4} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (11)$$

Bila $Re > 10000$ atau aliran turbulen:

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (12)$$

dengan Re dan Pr dihitung menurut pers.(13) dan (14)

$$Re = u D_i / \nu \quad (13)$$

$$Pr = C_p \rho \nu / k \quad (14)$$

Subskrip f pada persamaan (11) dan (12) menyatakan bahwa besaran-besaran tersebut dihitung pada temperatur air, sedang subskrip w menyatakan dihitung pada temperatur dinding pipa-pemanas. Besaran u pada persamaan (13) menyatakan kecepatan aliran air (m/det). Adapun harga-harga sifat fisik air yaitu k (konduktivitas termal, W/m.K), ν (viskositas air, m²/det), C_p (panas jenis air, kJ/kg.K) dan ρ (rapat massa air, kg/m³) sebagai fungsi temperatur t °C diberikan seperti persamaan(15) sampai dengan (18):

$$k = 10^{-15} t^6 - 10^{-12} t^5 + 3 \times 10^{-10} t^4 - 3 \times 10^{-8} t^3 - 10^{-5} t^2 + 0.0023 t + 0.5573 \quad (15)$$

$$\nu = 5 \times 10^{-20} t^6 - 5 \times 10^{-17} t^5 + 3 \times 10^{-14} t^4 - 6 \times 10^{-12} t^3 + 8 \times 10^{-10} t^2 - 5 \times 10^{-8} t + 2 \times 10^{-6} \quad (16)$$

$$\rho = 4 \times 10^{-13} t^6 - 4 \times 10^{-10} t^5 + 10^{-7} t^4 - 3 \times 10^{-6} t^3 - 0.0042 t^2 - 0.0322 t + 999.96 \quad (17)$$

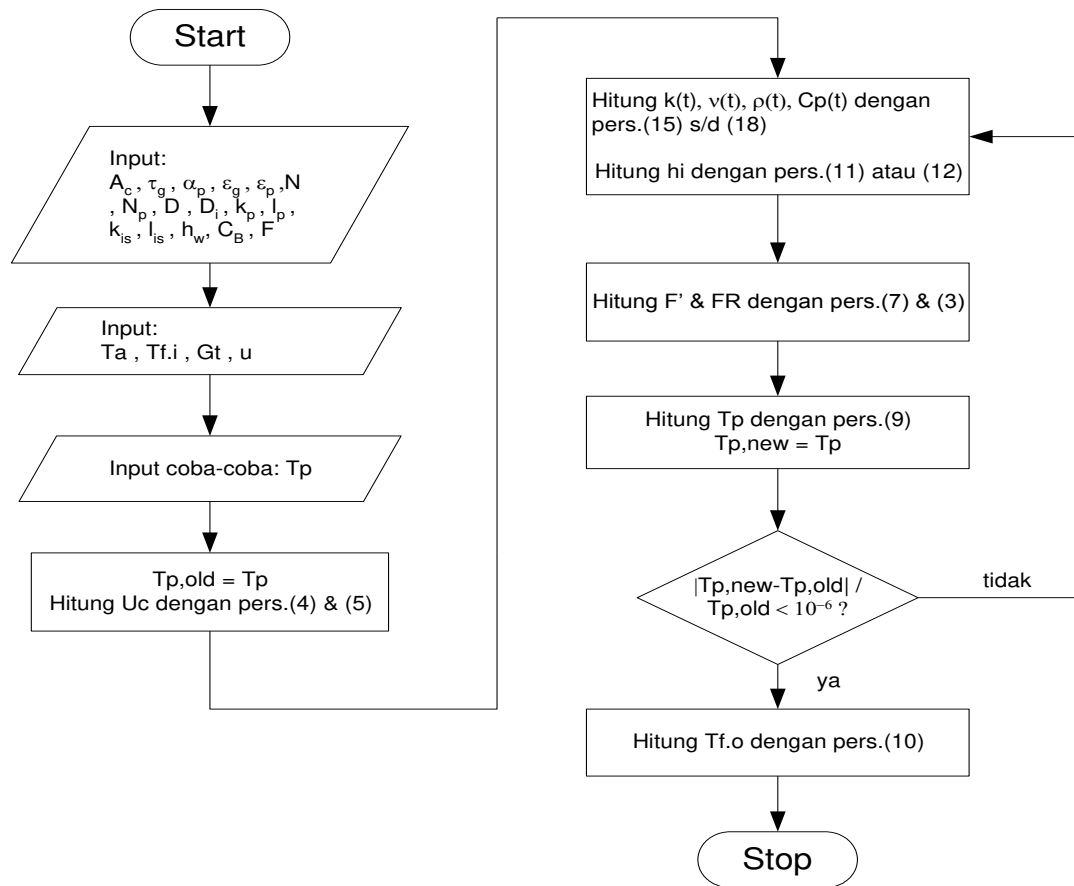
$$C_p = 6 \times 10^{-14} t^6 - 5 \times 10^{-11} t^5 + 2 \times 10^{-8} t^4 - 2 \times 10^{-6} t^3 + 10^{-4} t^2 - 0.0043 t + 4.2154 \quad (18)$$

3.2 Proses Iterasi

Perhitungan teoritis untuk mendapatkan temperatur pelat *absorber* dan temperatur air panas keluar dari kolektor dilakukan dengan cara iterasi seperti disajikan dalam *flowchart* pada Gambar 3.

Pertama-tama dengan mengambil sembarang harga T_p , harga U_c dihitung dengan persamaan(4) dan (5). Kemudian harga-harga F' dan F_R diperoleh dari persamaan (7) dan (3). Selanjutnya persamaan (9) digunakan untuk menghitung harga T_p yang baru, dan proses ini berulang secara iterasi hingga $T_{p,old}$ dan $T_{p,new}$ konvergen.

Konvergensi ini terjadi bila $|T_{p,new} - T_{p,old}| / T_{p,old} < 10^{-6}$.



Gambar 3. Flowchart iterasi perhitungan T_p

4. BAHAN DAN METODE

4.1 Deskripsi Kolektor dan Alat Ukur

Kolektor yang digunakan dalam pengujian ini adalah kolektor datar dengan penutup atas tunggal yang berfungsi untuk memanaskan air. Spesifikasi kolektor diberikan pada Tabel 2. Alat ukur yang digunakan adalah: Solarimeter tipe CM 11 (0 - 1200 W/m²) buatan KIPP & ZONEN untuk mengukur iradiasi surya, termokopel tipe Pt100 (-50–250°C) dan temperatur permukaan (*surface thermometer*) tipe PF1.250.1 *class B* (-80–180°C) untuk mengukur temperatur, *flowmeter* buatan EH-Flowtec untuk mengukur laju alir air, dan pompa Grundfos tipe UPS 32-80 220V untuk mensirkulasi aliran air. Sistem pengukuran dan perekaman data dilakukan melalui Fluke-Hydra *data logger* 2625A.

Tabel 2. Spesifikasi kolektor

Besaran	Harga
Luas permukaan kolektor = A_c	1973 m ²
Transmisivitas kaca \times absorptansi <i>absorber</i> = $\tau_g \times \alpha_p$	0,581
Emisivitas kaca = ε_g	0,94
Emisivitas <i>absorber</i> = ε_p	0,15
Jumlah kaca (<i>cover</i>) = N	1
Jumlah pipa-pemanas = N_p	6
Diameter luar pipa-pemanas = D	13,7 mm
Diameter dalam pipa-pemanas = D_i	12,7 mm
Konduktivitas <i>absorber</i> = k_p	217,71 W/m.K
Tebal <i>absorber</i> = l_p	0,5 mm
Konduktivitas isolator = k_{is}	0,0303 W/m.K
Tebal isolator = l_{is}	50 mm

4.2 Prosedur Perhitungan

- 1) Melakukan pengukuran parameter-parameter yang diperlukan untuk perhitungan pada model matematik yang telah dibuat meliputi: Iradiasi surya, temperatur ambien, temperatur air masuk kolektor, temperatur air keluar kolektor, temperatur *absorber*, dan debit air masuk kolektor.
- 2) Melakukan simulasi berdasarkan parameter-parameter yang telah diukur. Parameter-parameter tersebut yang diperlakukan sebagai data input pada perhitungan teoritis adalah iradiasi surya, temperatur ambien, temperatur air masuk kolektor, dan debit air masuk kolektor.

5. HASIL DAN PEMBAHASAN

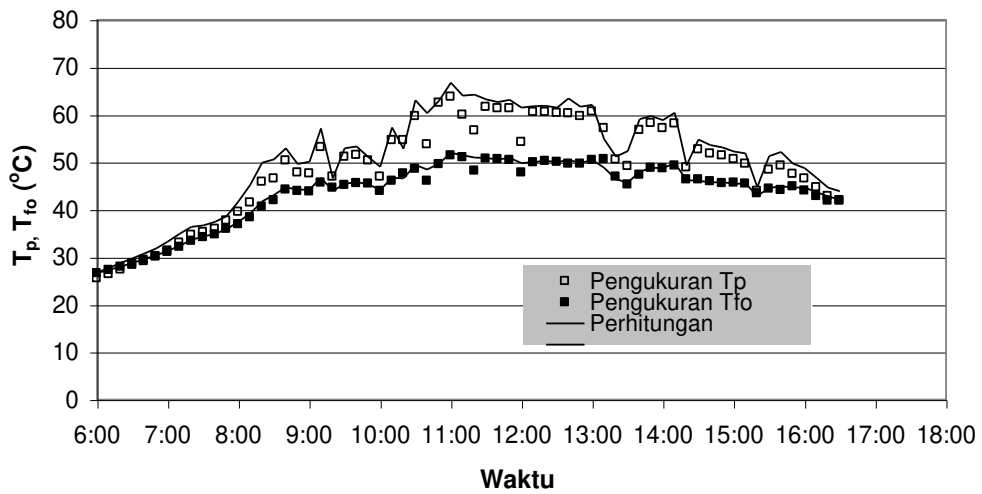
5.1 Validasi Simulasi

Pada Gambar 4 tampak bahwa temperatur sesaat absorber (T_p) hasil perhitungan simulasi (teoritis) tidak berbeda jauh dengan hasil pengukuran dan keduanya mempunyai pola yang serupa. Demikian halnya dengan temperatur sesaat air keluar kolektor ($T_{f,o}$), ini berarti bahwa hasil perhitungan simulasi bersesuaian (*valid*) dengan hasil pengukuran.

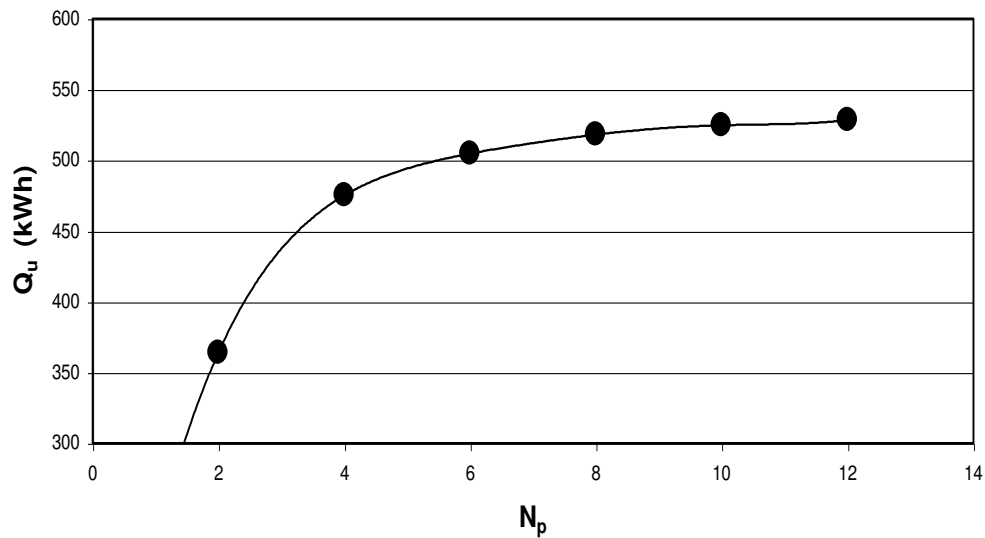
5.2 Kinerja Kolektor

Pengaruh jumlah pipa-pemanas (N_p) terhadap perubahan energi berguna sesaat (Q_u) ditunjukkan seperti Gambar 5. Makin banyak jumlah pipa-pemanas makin besar energi berguna yang dihasilkan oleh kolektor. Hal ini berarti proses perpindahan panas dari *absorber* ke air yang mengalir di dalam pipa-pemanas lebih efektif pada N_p yang lebih banyak. Namun demikian laju kenaikan Q_u diperlambat sejalan dengan kenaikan N_p , dan menjadi konstan pada $N_p > 8$.

Disamping itu dengan melihat Q_u yang relatif hampir sama pada $N_p=6-10$, maka dapat ditetapkan bahwa $N_p=6$ atau 8 merupakan jumlah pipa-pemanas yang optimum.



Gambar 4. Sebaran temperatur sesaat air keluar kolektor dan temperatur sesaat absorber



Gambar 5. Pengaruh jumlah pipa-pemanas terhadap energi berguna

6. KESIMPULAN.

- a. Dengan simulasi sistem kolektor datar pemanas cairan dapat diduga kinerja kolektor untuk berbagai kondisi iklim/cuaca, dimensi, dan komposisi bahan penyusunnya tanpa harus membuat sistem nyatanya.
- b. Untuk keperluan produksi air panas pada sistem PATS, besarnya energi berguna sangat menentukan. Ternyata energi berguna optimum dapat dihasilkan oleh kolektor dengan jumlah pipa-pemanas sebanyak 6 pipa dan 8 pipa.

DAFTAR PUSTAKA

- Anonim (1995), *Encyclopedia of Energy Technology & the Environment*, Vol.4, Editors: Adilio Bisio & Sharon Boots, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- Haberman, L. William and James E.A. John (1980), *Engineering Thermodynamics with Heat Transfer*, 2nd edition, Allyn & Bacon, Boston.
- Jui Sheng Hsieh (1986), *Solar Energy Engineering*, Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.
- Lex Bosselaar (2001), *Solar heating- a major source of renewable energy*. Renewable energy world-review issue 2001-2002, Vol.4 No.4, July-Aug 2001, James&James (science publishers) Ltd, London, 218.
- Sayigh, A.A.M (1987), *Solar Flat Plate Collectors*, in Technology for Solar Energy Utilization, Development and Transfer of Technology Series No.5, United Nations Industrial Development Organization.
- Stoecker, W.F. (1989), *Design of Thermal Systems*, 3rd edition, McGraw-Hill Book Co., New York.
- Ted J. Jansen (1995), *Solar Engineering Technology*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.